РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

КРАНЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ

СОЕДИНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ

МЕТОДЫ РАСЧЕТА

РТМ 24.090.18-76

МИНИСТЕРСТВО ТЯЖЕЛОГО И ТРАНСПОРТНОГО
МАШИНОСТРОЕНИЯ

gost.e-ecolog.ru

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

РТМ 24.090.18-76

КРАНЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ
СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ
МЕТОДЫ РАСЧЕТА

Министерство тяжелого и транспортного
машиностроения

Москва

РАЗРАБОТАН Всесоюзным научно-исследовательским и проектно-конструкторским институтом подъемно-транспортного машиностроения, погрузочно-разгрузочного и складского оборудования и контейнеров (ВНИИПТМАШ)

Директор Комашенко А.[illegible]

Заведующий отделом стандартизации Оболенский А.С.

Руководитель темы Спицына И.О.

Всесоюзным заочным политехническим институтом (ВЗПИ)

Проректор по научной работе Малиновский Б.А.

Руководитель и исполнитель темы Ивашков И.И.

ВНЕСЕН Всесоюзным научно-исследовательским и проектно-конструкторским институтом подъемно-транспортного машиностроения, погрузочно-разгрузочного и складского оборудования и контейнеров (ВНИИПТМАШ)

Директор Комашенко А.[illegible]

ПОДГОТОВЛЕН К УТВЕРЖДЕНИЮ Главным управлением подъемно-транспортного машиностроения

Главный инженер Пирогов В.К.

УТВЕРЖДЕН Министерством тяжелого и транспортного машиностроения

Заместитель Министра

УДК

Группа Г 86

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

Краны грузоподъемные. Соединения деталей с гарантированным натягом. Методы расчета.

РТМ 24.090.18-75

Вводится впервые

Письмом Министерства тяжелого и транспортного машиностроения от "9" февраля 1976 г. № ГС-002/1086 данный руководящий технический материал утвержден в качестве рекомендуемого.

Настоящий РТМ распространяется на соединения с гарантированным натягом деталей крановых механизмов и содержит методы расчета соединений деталей с цилиндрическими сопрягаемыми поверхностями.

Применение таких соединений без дополнительных креплений (например, шпонок и др.) должно согласовываться с ГОСГОРТЕХНАДЗОРом СССР.

I. ИСХОДНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

I.I. При конструировании соединений с гарантированным натягом возникает необходимость в выполнении следующих расчетов:

- определение расчетных натягов и выбор посадки;
- определение наибольшего крутящего момента, которым может быть нагружено соединение (поверочный расчет соединения);
- определение наибольшего осевого усилия, которым может

быть нагружено соединение;

- определение усилия запрессовки при сборке соединяемых деталей.

1.2. Момент, передаваемый шпонками или другими видами дополнительных креплений, при расчетах соединений с гарантированным натягом не учитывается (принимается равным нулю).

1.3. Цилиндрические сопрягаемые поверхности могут быть следующих видов. Охватываемые детали могут иметь форму сплошного (черт. 1,а), полого неразрезного (черт. 1,б) цилиндра. Охватывающая и охватываемая детали могут иметь произвольную форму свободной поверхности. При расчете соединений с охватывающими и охватываемыми деталями, имеющими сложную форму свободной поверхности, эти поверхности условно считают цилиндрическими с диаметром, равным минимальному диаметру цилиндрического перехода, наименее удаленного от рассчитываемого сопряжения (диаметр ступицы колеса, черт. 1,а; диаметр окружности, вписанной в контур проушины, черт. 1,б; номинальный наружный диаметр шлицевого соединения для полого вала с внутренними шлицами и т.д.).

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ НАТЯГОВ И ВЫБОР ПОСАДКИ

2.1. Определяется расчетное значение сдвигающего усилия, действующего на соединение, как равнодействующая окружной и осевой сил по формуле

$$P = K\sqrt{\left(\frac{2M_K}{d}\right)^2 + A^2} \quad кг, \qquad (1)$$

где K - коэффициент запаса сцепления при соединении с натягом,

M_K - наибольший крутящий момент, действующий на соедине-

ние, кгсм.

Наибольший момент определяется из динамического расчета

При проектном расчете в крановых механизмах наибольший момент допускается определять как максимальный момент двигателя (см. РТМ 24.090.I4-75 Краны грузоподъемные мостовые. Эквивалентные нагрузки. Метод расчета):

A - наибольшая осевая сила, действующая на соединение, кг;

d - диаметр сопряжения, см.

Коэффициент запаса сцепления принимается с учетом конкретных условий работы соединения. При переменных напряжениях изгиба, испытываемых охватываемой деталью (валом, осью), например, в узлах редукторов,

$$K = 2.$$

2.2. Определяется минимальное удельное [illegible] давление на посадочных поверхностях, при котором обеспечивается передача расчетного сдвигающего усилия

$$p = \frac{T}{\pi d l f}, \qquad (2)$$

p - давление на посадочных поверхностях, кг/см^2;

T - расчетное значение сдвигающего усилия, действующего на соединения, кг;

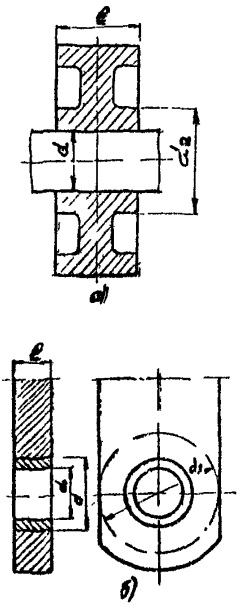
d - диаметр сопряжения, см;

l - посадочная длина сопряжения, см;

f - коэффициент трения (сцепления).

Коэффициент трения (сцепления) f при посадках с гарантированным натягом в начальный момент смещения для деталей типа вал-ступица ($l \geq d$) и зубчатый венец-ступица ($l \leq 0{,}5\,d$) рекомендуется принимать по табл. I.

Для деталей типа вал-проушина, втулка-проушина ($l \leq 0{,}3\,d$)



Черт.I Виды соединений

значения f рекомендуется принимать по табл. 2.

Таблица I

Коэффициенты трения f для расчета соединений типа вал-ступицы ($\ell \geq d$), зубчатый венец-ступица ($\ell \leq 0{,}5d$)

Материалы деталей		Сталь-сталь	Сталь - чугун	Сталь - бронза	Сталь - пластмасса
Метод сборки соединения	Под прессом	0,08 (0,20)	0,09 (0,I7)	0,04 (0,I0)	0,38
	С нагревом	0,I4 (0,24)	0,I3 (0,I8)	0,I7 (0,25)	-

Таблица 2

Коэффициенты трения f для расчета деталей типа вал-проушина, втулка-проушина ($\ell \leq 0{,}3d$)

Вид соединения	Шероховатость поверхности, мкм (ГОСТ 2789-73)		
	параметр R_z	параметр R_a	
	40+I0	5,0+I,6	I,25 и ниже
Охватываемая деталь сплошная (без отверстия)	0,06 (0,I0)	0,II (0,I6)	0,I2 (0,I8)
Охватываемая деталь полая (с отверстием)	0,II (0,I8)	0,I6 (0,22)	0,I6 (0,22)

Примечания к табл. I и 2.

I. В скобках указаны максимальные значения коэффициентов трения для расчета усилий запрессовки при сборке под прессом.

2. В случае применения специальных методов повышения прочности соединений (например, оксидирования, посыпания смазанных поверхностей порошком корунда, гальванических покрытий и

др), повышающих коэффициент трения в 2 и более раз), минимальные значения коэффициентов трения, указанные в табл. I и 2, могут быть повышены; конкретные значения рекомендуется устанавливать опытным путем.

2.3. Определяются геометрические характеристики сопряжения по формулам

$$C_1 = \frac{1+\left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1, \qquad (3)$$

$$C_2 = \frac{1+\left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1-\left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2, \qquad (4)$$

где μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона для охватываемой и охватывающей деталей (для стали $\sim$ 0,30, для чугуна $\sim$ 0,25, для бронзы $\sim$ 0,35).

2.4. Определяется минимальный расчетный натяг, при котором обеспечивается передача расчетного сдвигающего усилия, действующего на соединение, по формуле

$$\Delta = p d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right) 10^4 \ \text{мкм}, \qquad (5)$$

где E_1, E_2 – модули упругости материала охватываемой и охватывающей деталей, кг/см^2 (для стали $\sim 21 \cdot 10^6$, для чугуна и бронзы $\sim$ I,0. I0^6).

2.5. Определяется величина сглаживания неровностей при запрессовке по формуле

$$u = 1{,}2\left(K_1 H_{ск_1} + K_2 H_{ск_2}\right) \text{мкм}, \qquad (6)$$

где K_1, K_2 – коэффициенты, зависящие от класса шероховатости (принимаются по табл. 3);

$H_{ск_1}, H_{ск_2}$ средние квадратические неровности сопрягаемых поверх-

ностей, мкм; (приведены в табл. 4).

Таблица 3

Коэффициенты K_1 и K_2

Коэффициенты	Шероховатость поверхности, мкм (параметр R_a) по ГОСТ 2789-73)		
	10,0÷1,25	1,25÷0,18	0,16 и ниже
K_1 и K_2	3	4	5

Таблица 4

Значения $H_{ск}$ в зависимости от шероховатости поверхности детали (по ГОСТ 2789-73)

Шероховатость поверхности, мкм, параметр R_a	Средние квадратические неровности $H_{ск}$, мкм
5,00	свыше 3,2 до 6,3
2,50÷1,25	" 1,6 до 3,2
1,25÷0,63	" 0,8 до 1,6
0,63÷0,32	" 0,4 до 0,8

2.6. Определяется конструктивный натяг посадки по формуле

$$\Delta_к = \Delta + U \text{ мкм}. \qquad (7)$$

2.7. По стандарту выбирается посадка с минимальным значением конструктивного натяга, равным или несколько большим вычисленного по формуле (7); выбранная посадка может быть и нестандартной.

2.8. При хрупком состоянии материала охватывающей детали определяются максимальные напряжения растяжения на ее внутренней поверхности по формуле

$$\sigma_{r_2} = p_{r_2} \cdot \frac{2}{1-\left(\frac{d}{d_2}\right)^2}, \qquad (8)$$

где p_{T2} – давление на посадочных поверхностях, соответствующее максимальному натягу $\Delta_{T max}$ выбранной посадки определяется по формуле

$$p_{T2} = \frac{\Delta_{T max}}{d\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right)10^4} \quad кг/см^2. \qquad (9)$$

При пластичном состоянии материала охватывающей детали в расчете напряжений по формуле (8) нет необходимости, так как в этом случае пластическая деформация допустима.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СДВИГАЮЩЕГО УСИЛИЯ, КОТОРОЕ МОЖЕТ ПЕРЕДАВАТЬ СОЕДИНЕНИЕ (ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЯ)

3.I. Определяется величина сглаживания неровностей при запрессовке по формуле (6).

3.2. Определяется минимальный расчетный натяг по формуле(7)

$$\Delta = \Delta_K - U_{MAM} \qquad (I0)$$

3.3. Определяется давление на посадочных поверхностях, соответствующее минимальному расчетному натягу по формуле

$$p = \frac{\Delta}{d\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right)10^4} \quad кг/см^2. \qquad (II)$$

3.4. Определяется сдвигающее усилие, которое может передать соединение по формуле

$$T_{нат} = \pi d \ell p f \qquad (I2)$$

Полученное значение сравнивается с величиной расчетного значения сдвигающего усилия T, определяемого по формуле (I).

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЯ ЗАПРЕССОВКИ ПРИ СБОРКЕ СОЕДИНЯЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ ПОД ПРЕССОМ

Определение усилия запрессовки при сборке соединяемых деталей под прессом производится по формуле (I2).

При этом давление на посадочных поверхностях вычисляется по формуле (II) при максимальном расчетном натяге для выбранной посадки.

В формулу (I2) подставляется максимальное для рассчитываемых условий значение коэффициента трения. Эти значения указаны в табл. I и 2 в скобках.

ПРИЛОЖЕНИЕ

ПРИМЕР РАСЧЕТА

Определить расчетные натяги и выбрать посадку для соединения вала с зубчатым колесом, изображенного на черт. 2. При наиболее благоприятном сочетании нагрузок соединение передает крутящий момент $M_к$ = 57000 кгсм и осевую силу A = 1300 кг. Материалы сопрягаемых деталей – сталь. Крутящий момент, передаваемый шпонкой, не учитывается.

I. Определение расчетного значения ~~наименьшего~~ *сдвигающего* усилия, действующего на соединение, по формуле (I) при К = 2 (соединение вала с зубчатым колесом)

$$T = K\sqrt{\left(\frac{2M_к}{d}\right)^2 + A^2} =$$

$$= 2\sqrt{\left(\frac{2 \cdot 57000}{11,5}\right)^2 + 1300^2} = 20000 \text{ кг}$$

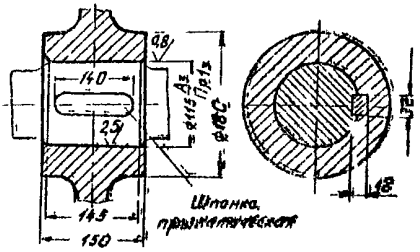
2. Определение минимального давления на посадочных поверхностях, при котором обеспечивается передача заданного крутящего момента по формуле (2)

$$p = \frac{T}{\pi d l f} = \frac{20000}{3,14 \cdot 11,5 \cdot 14,5 \cdot 0,08} = 480 \text{ кг/см}^2$$

3. Определение геометрических характеристик сопряжения по формулам (3) и (4)

$$C_1 = \frac{1+\left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 = \frac{1+0}{1-0} - 0,3 = 0,7,$$

$$C_2 = \frac{1+\left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1-\left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2 = \frac{1+\left(\frac{11,5}{18}\right)^2}{1-\left(\frac{11,5}{18}\right)^2} + 0,3 = 2,7.$$



Черт. 2 Эскиз соединения

4. Определение минимального расчетного натяга по формуле (5)

$$\Delta = pd\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right)10^4 =$$

$$480 \cdot 11{,}5\left(\frac{0{,}7}{2{,}1 \cdot 10^6} + \frac{2{,}7}{2{,}1\,10^6}\right)10^4 = 83 \text{ мкм}.$$

5. Определение величины сглаживания неровностей при напрессовке по формуле (5)

$$U = 1{,}2(K_1 H_{ск1} + K_2 H_{ск2}) = 1{,}2\ (4.1{,}6 + 3.3{,}2) = 19 \text{ мкм}.$$

6. Определение конструктивного натяга посадки с учетом сглаживания неровностей при запрессовке

$$\Delta_{Tmin} = \Delta + U = 83 + 19 = 102 \text{ мкм}.$$

7. Выбираем посадку $\varnothing 115\frac{A_3}{/103_3}$ с размерами: отверстие $115^{+0{,}280}$, вал $115^{+0{,}210}_{-0{,}07}$, минимальный натяг $\Delta_{Tmin} = 210 - 70 =$ = 140 мкм, максимальный натяг $\Delta_{Tmax} = 280 - 0 = 280$ мкм.

gost.e-ecolog.ru